

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
(ВТУЗ-ЛМЗ)

Кафедра «Триботехника»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

«Машины для триботехнических испытаний»

Инв. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подп. и дата	

Работу принял

Грозный Иван Васильевич

(ФИО преподавателя)

« 09 » декабря 20 09 г.

(подпись преподавателя)

Работу выполнил студент

гр. № 4905

Пупкин Пантелеймон Игнатьевич

(ФИО студента)

« 09 » декабря 20 09 г.

(подпись студента)

Санкт - Петербург 2009 год

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
(ЛМЗ-ВТУЗ)

Кафедра «Триботехника»

З А Д А Н И Е

на курсовую работу по дисциплине
«Машины для триботехнических испытаний»

студенту (Ф.И.О.) Пупкину Пантелеймону Игнатьевичу

Вариант № 99

1. Тема работы: Разработка конструкции машины трения для испытания

фрикционных материалов по схеме возврат.-поступат. движ.

(фрикционных, антифрикционных, полимерных и т.п.)

(название схемы испытаний)

2. Цель работы: на основе расчетов разработать конструкторскую документацию, согласно нормативным документам оформить расчетно-пояснительную записку, защитить курсовую работу. Понять принципы конструирования машин трения для триботехнических испытаний.

3. Преподаватель Грозный Иван Васильевич

4. Срок сдачи студентом законченной работы 23 декабря 2009 г.

5. Исходные данные к работе:

1. Материалы образца - Сталь 40Х, контртела - Чугун СЧ 18-36 ;
2. Смазочный материал - нет ;
3. Частота вращения (скорость движения) образца $n =$ - об/мин, $L = 100$ мм ($V = 10$ м/мин);
4. Нормальная нагрузка $N = 800$ Н;
5. Схема испытания - возвратно-поступательное движение .

6. Перечень разрабатываемой конструкторской документации:

1. Пояснительная записка с расчетами привода, валов, подшипниковых опор, соединений, конструкции рамы;
2. Общий вид машины трения;
3. Сборочный чертеж испытательного узла трения;
4. Рабочие чертежи деталей машины трения;
5. Кинематическая схема машины трения.

Преподаватель _____ / **Грозный И.В.** /

Дата выдачи задания " 09 " сентября 20 г.

Задание принял к исполнению,

студент группы № 4905 _____ / **Пупкин П.И.** /

" 09 " сентября 20 г.

Задание на курсовую работу подшивается в расчетно-пояснительную записку

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Расчёт машины трения	5
1. Выбор электродвигателя	5
2. Расчёт клиновой передачи	6
2.1 Монтажные требования к клиноременной передаче	8
3. Определение сил и моментов нагружающих валы	9
4. Выбор подшипников качения	13
5. Конструкция рамы машины трения	14
6. Конструкция приспособления для установки образцов	14
7. Конструкция устройства нагружения	15
8. Регистрируемые параметры пары трения	15
Список использованной литературы	17

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	<i>МТИ 4 905-2009-99 ПЗ</i>								
					Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Машина для триботех- нических испытаний возвратно-поступательного движения	Лит.	Лист	Листов
					Разраб.		Пучкин П.И.				4	3	
					Проб.		Грозный И.В.				<i>ПИМаш Гр. № 4905</i>		
					Н.контр.								
					Утв.								

Введение

Целью данной курсовой работы является разработка машины трения возвратно-поступательного действия для испытания фрикционных пар материалов типа «сталь - чугун» при постоянной силе нагружения. Для обеспечения возвратно-поступательного движения в машине используется кривошипно-шатунный механизм с приводом от электродвигателя переменного тока через ременную передачу. Разрабатываемая машина трения может быть использована при проведении лабораторных экспериментов с фрикционными материалами для определения массового и размерного износа исследуемых материалов и их силы трения.

Аналогом разрабатываемой машины может служить машина трения возвратно-поступательного движения «Kewat-1» [1], [2].

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Копировал	Формат А4

Расчёт машины трения

1. Выбор электродвигателя:

Требуемую мощность электродвигателя находим исходя из того, что испытываемый узел трения считаем выходным звеном машины трения.

Определим мощность трения ($N_{тр}$) испытательного узла:

$$N_{тр} = f \cdot N \cdot V_{ск}, \text{ Вт} \quad (1)$$

где f - коэффициент трения в паре образцов;

N - нормальная нагрузка, Н;

$V_{ск}$ - скорость скольжения в паре трения, м/с;

Согласно задания $N=800$ Н, $V_{ск}=10$ м/мин= $0,17$ м/с; f примем в диапазоне $0,18$ [3] ... $1,0$ (в случае задиров и схватываний при испытаниях).

$$N_{тр} = 1 \cdot 800 \cdot 0,17 = 136 \text{ Вт}$$

Определим требуемую мощность электродвигателя ($N_{т.дв.}$) по формуле:

$$N_{т.дв.} = N_{тр} / \eta_{общ}, \text{ Вт} \quad (2)$$

где $\eta_{общ}$ - общий КПД механизма машины трения, который определяется по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (3)$$

где η_1 - КПД пары подшипников качения на валу;

η_2 - КПД пары подшипников скольжения кривошипно-шатунного механизма;

η_3 - КПД ременной передачи;

Примем $\eta_1=0,99$; $\eta_2=0,92$; $\eta_3=0,94$; [4]

$$N_{т.дв.} = 136 / 0,99 \cdot 0,92 \cdot 0,94 = 158,9 \text{ Вт}$$

По каталогу промышленных двигателей выбираем двигатель мощностью ($N_{дв}$), удовлетворяющий условию:

$$N_{дв} \geq N_{т.дв.} \quad (4)$$

Принимаем электродвигатель АИР71В8, $N_{дв}=550$ Вт, $n=750$ об/мин [5]

Определим общее передаточное число ($U_{общ}$) привода машины трения:

$$U_{общ} = n_{дв} / n_{кз} \quad (5)$$

где $n_{дв}$ - число оборотов двигателя, об/мин;

$n_{кз}$ - число оборотов конечного звена машины трения, об/мин;

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

Лист

5

Для кривошипно-шатунного механизма при максимальной скорости движения шатуна определим число оборотов конечного звена (пкз) по формуле:

$$пкз = V_{ск} / 0,5 * L \quad (6)$$

где L – длина хода образца, м

Согласно задания $L = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$

$$пкз = 10 / 0,5 * 0,1 = 200 \text{ об/мин}$$

$$U_{общ} = 750 / 200 = 3,75$$

2. Расчёт клиновой передачи

Определим расчётную передаваемую мощность (P):

$$P = N_{дв} * C_p \quad (7)$$

Где C_p – коэф. динамического нагружения и режима работы

$C_p = 1,0$ (для электродвигателей общепромышленного применения при среднем режиме работы [4])

$$P = 550 * 1,0 = 550 \text{ Вт}$$

Определим сечение ремня [4]:

Принимаем сечение O(Z): $V_p = 8,5$; $V = 10$; $N_p = 6$; $N = 2,5$.

Определим диаметр ведущего шкива (d_1):

$$d_1 = 63 \text{ мм [4]}$$

Определим расчётный диаметр ведомого шкива (d_{2p}):

$$d_{2p} = U_{общ} * d_1 \quad (8)$$

$$d_{2p} = 3,75 * 63 = 236,25 \text{ мм}$$

Принимаем минимальный ближайший диаметр ведомого шкива из нормального ряда $d_2 = 224 \text{ мм}$.

Рассчитаем действительное передаточное отношение проектируемой передачи (U_d):

$$U_d = d_2 / [d_1(1 - \epsilon)] \quad (9)$$

где $\epsilon = 0,02$ – коэффициент упругого скольжения;

$$U_d = 224 / (63 * 0,98) = 3,63$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № докл.
Изм.	Лист
№ док.им.	Подп.
Дата	

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

Лист

6

Определим минимальное межосевое расстояние (a_{\min}):

$$a_{\min} = 0,55 * (d_1 + d_2) + H_p \quad (10)$$

$$a_{\min} = 0,55 * (63 + 224) + 6 = 163,85 \text{ мм}$$

Принимаем расчётное межосевое расстояние $a_{\text{расч}} = 165 \text{ мм}$

Определим расчётную длину ремня ($L_{\text{расч}}$):

$$L_{\text{расч}} = 2 * a_{\text{расч}} + 0,5 * \pi * (d_1 + d_2) + 0,25 * (d_2 - d_1)^2 / a_{\text{расч}} \quad (11)$$

$$L_{\text{расч}} = 2 * 165 + 0,5 * 3,14 * (63 + 224) + 0,25 * (224 - 63)^2 / 165 = 819,86 \text{ мм}$$

Принимаем действительную длину ремня (L_p):

$$L_p = 900 \text{ мм [4]}$$

Рассчитаем межцентровое расстояние (a):

$$a = a_{\text{расч}} + 0,5 * (L_p - L_{\text{расч}}) \quad (12)$$

$$a = 165 + 0,5 * (900 - 819,86) = 205,07 \text{ мм}$$

Определим коэффициент длины ремня (C_L):

$$C_L = 0,84 \text{ [4]}$$

Определим угол обхвата ремнём меньшего шкива:

$$\alpha^\circ = 180^\circ - 57^\circ * (d_2 - d_1) / a \quad (13)$$

$$\alpha^\circ = 180 - 57 * (224 - 63) = 135,25^\circ$$

Коэффициент угла обхвата принимаем $C_\alpha = 0,86 \text{ [4]}$

Рассчитаем скорость ремня ($V_{\text{рем}}$):

$$V_{\text{рем}} = (\pi * d_1 * n_{\text{дв}}) / 1000 * 60 < 30 \text{ м/с} \quad (14)$$

$$V_{\text{рем}} = 3,14 * 63 * 750 / 1000 * 60 = 2,47 \text{ м/с}$$

Условие выполняется $V_{\text{рем}} = 2,47 \text{ м/с} < 30 \text{ м/с}$

Определим число пробегов ремня (v):

$$v = V_{\text{рем}} / L_p \leq 40 \text{ с}^{-1} \quad (15)$$

$$v = 2,47 / 0,9 = 2,74 \text{ с}^{-1}$$

Условие выполняется $v = 2,74 \text{ с}^{-1} \leq 40 \text{ с}^{-1}$

Определим число ремней передачи (z):

$$z = N_{\text{дв}} * C_p / (P_o * C_L * C_\alpha * C_k) \quad (16)$$

где $P_o = 310 \text{ Вт}$ – мощность, передаваемая одним ремнём [4];

$C_k = 0,8$ – коэффициент, учитывающий число ремней [4];

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № докл.
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

Лист
7

$$z=550*1,0/(310*0,84*0,86*0,85)=3$$

Определим предварительное натяжение ремня (F_0):

$$F_0=0,5*F_t/\varphi \quad (17)$$

где $F_t=2000*T_1/d_1$ – окружное усилие

$\varphi=(0,45\dots 0,55)$ – коэффициент тяги [4]

$T_1= f*N*(L/2)/U_d$ – момент на валу двигателя, Н/м

Где $L=100$ мм – ход образца, мм

$$T_1=0,18*800*(0,1/2)/3,63=1,98 \text{ Н/м}$$

$$F_t=2000*1,98/63=62,86 \text{ Н}$$

$$F_0=0,5*62,86=31,43 \text{ Н}$$

2.1 Монтажные требования к клиноременной передаче:

Принимаем натяжное устройство с установкой двигателя в поворотной раме;

Максимальный прогиб ветви ремня под действием силы F :

$$f=1,55*a/100 \quad (18)$$

$$f= 1,55*205,07/100=3,18 \text{ мм}$$

Сила F для нового ремня:

$$F=(1,3*F_0+c)/16 \quad (19)$$

$$F=(1,3*31,43+7)/16= 3 \text{ Н}$$

Сила F для работающего ремня:

$$F=(F_0+c)/16 \quad (20)$$

$$F=(31,43+7)/16=2,4 \text{ Н}$$

где $c= 7 \text{ Н}$ – коэффициент жёсткости ремня [4]

Непараллельность осей шкивов на 100 мм межосевого расстояния не более 1мм.

В нашем случае ($a=205,07$ мм):

$$\text{Непараллельность осей шкивов} =205,07*1/100 = 2 \text{ мм}$$

Смещение рабочих поверхностей шкивов на 100 мм межосевого расстояния не более 0,2 мм.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
											8
Копировал										Формат А4	

В нашем случае:

Смещение рабочих поверхностей шкивов= $205,07 \cdot 0,2 / 100 = 0,4$ мм

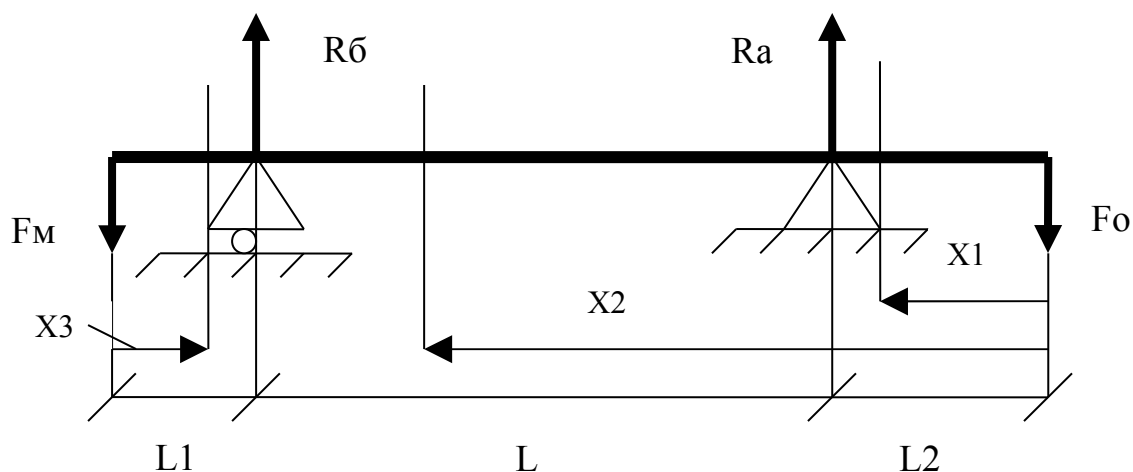
3. Определение сил и моментов нагружающих валы

В нашем случае на конечный вал действуют следующая сила:

- Сила предварительного натяжения ремня $F_0 = 31,43$ Н
- Вес маховика кривошипно-шатунного механизма $F_M = 2,5$ кг = 25 Н



3.1 Расчёт вала конечного звена



Принимаем $L = 100$ мм; $L_1 = 30$ мм; $L_2 = 30$ мм;

Определяем реакции опор R_a и R_b из уравнений статики [6]:

$$\sum R_i = R_b + R_a - F_M - F_0 = 0$$

$$\sum M_i = -F_0 \cdot L_2 - R_b \cdot L + F_M \cdot (L + L_1) = 0$$

$$-942 - R_b \cdot 100 + 3250 = 0$$

$$R_b = 23,071 \text{ Н}$$

$$R_a = -23,071 + 25 + 31,43 = 33,359 \text{ Н}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № докл.
Подп. и дата	
Изм.	Лист
№ док.м.	Подп.
Дата	

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

Лист
9

Определим изгибающий момент M_i (первого участка) $0 \leq X \leq L_2$ [6]:

$$Q(x) = F_0 = 31,43 \text{ Н}$$

$$M(x) = F_0 * X_1 = -31,43 * X_1$$

X1	0 м	0,03 м
Q	31,43	31,43
M	0	-0,9429

Определим изгибающий момент M_i (второго участка) $L_2 \leq X \leq (L_2 + L)$:

$$Q(x) = F_0 - R_a = 31,43 - 33,359 = -1,929 \text{ Н}$$

$$M(x) = F_0 * X_2 - R_a * (L - L_3) = -31,43 * X_2 + 33,359 * (X_2 - 0,03)$$

X2	0,03 м	0,13 м
Q	-1,929	-1,929
M	-0,9429	-0,75

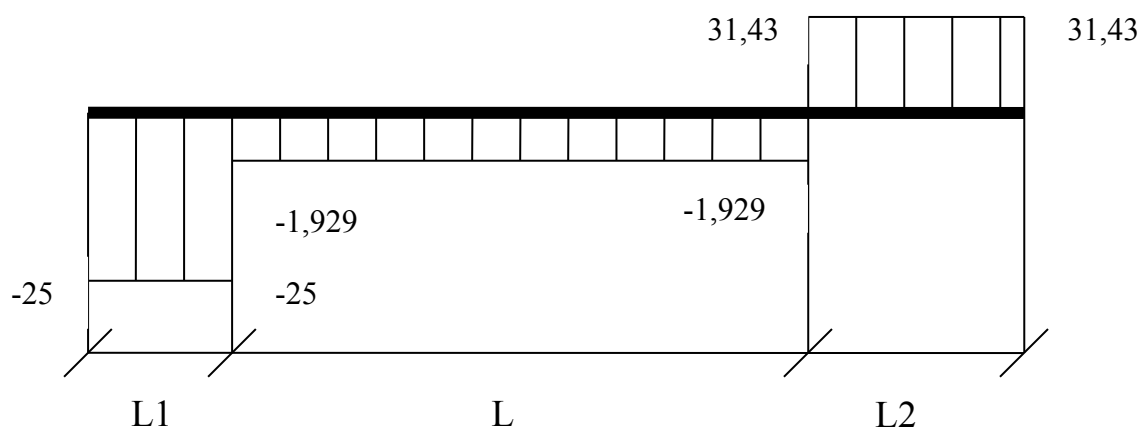
Определим изгибающий момент M_i (третьего участка) $0 \leq X \leq L_1$:

$$Q(x) = -F_M = -25 \text{ Н}$$

$$M(x) = -F_M * X_3 = -25 * X_3$$

X3	0 м	0,03 м
Q	-25	-25
M	0	-0,75

Эпюра усилий:

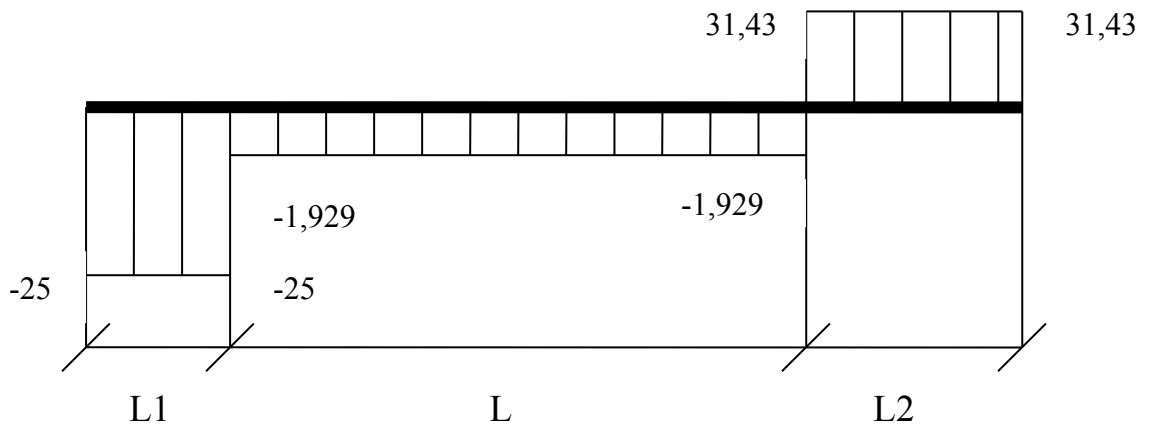


Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. № Инв. № докл. Подп. и дата.

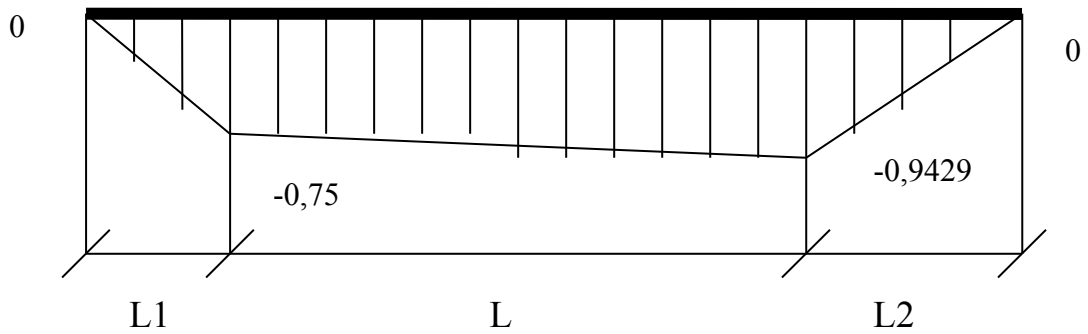
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

Эпюра изгибающих моментов



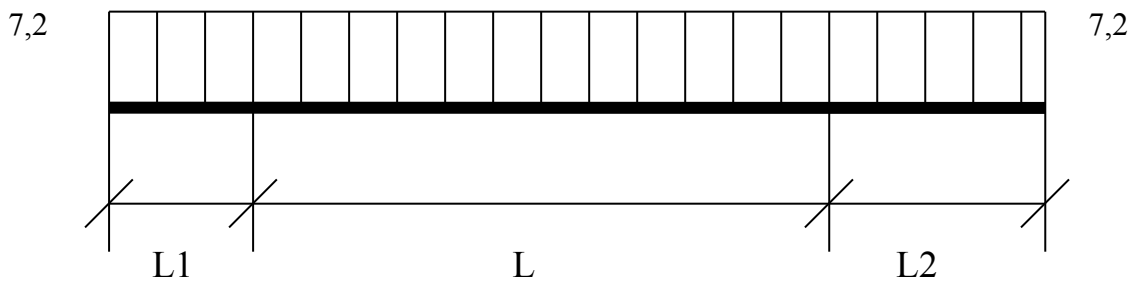
Эпюра крутящих моментов



Крутящий момент на валу конечного звена (T_2) равен:

$$T_2 = f \cdot N \cdot (L/2) \quad (21)$$

$$T_2 = 0,18 \cdot 800 \cdot 0,1/2 = 7,2 \text{ Нм}$$



Эпюра эквивалентных изгибающих моментов

Вычислим эквивалентные изгибающие моменты ($M_{\text{экв}}$) в характерных точках вала по формуле:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{Mu^2 + (\alpha \cdot T_2)^2} \quad (22)$$

Инд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.

МТИ 4905-2009-99 ПЗ

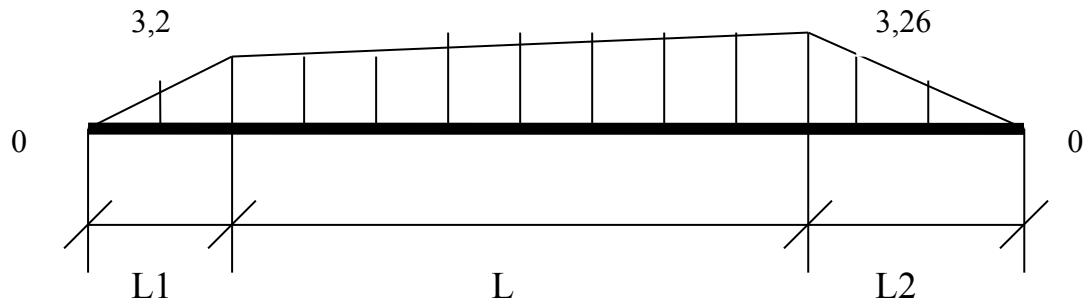
где $\alpha=0,433$ (для не реверсивного режима работы) – коэффициент режима работы [4]

$$M_{Экв1} = 0$$

$$M_{Экв2} = \sqrt{-0,75^2 + (0,433 * 7,2)^2} = 3,2 \text{ Нм}$$

$$M_{Экв3} = \sqrt{-0,9429^2 + (0,433 * 7,2)^2} = 3,26 \text{ Нм}$$

$$M_{Экв4} = 0$$



Определим расчётные диаметры вала (драсч):

$$d_{расч} = \sqrt[3]{\frac{10^3 * M_{Экв}}{0,1 * [\sigma_u]}} \quad (23)$$

где $[\sigma_u] = \sigma_{-1и} / S_{зап}$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа;

$\sigma_{-1и}$ - предел выносливости на изгиб, МПа;

$S_{зап} = 3 \dots 4$ – коэффициент запаса [4];

В качестве материала вала конечного звена выбираем осевую сталь Сталь 40Х ГОСТ 1050-89 [7].

Для стали 40Х:

$\sigma_{-1и} = 600 \text{ МПа}$; $S_{зап} = 4$; $[\sigma_u] = 600/4 = 150 \text{ МПа}$

$$d_{расч2} = \sqrt[3]{\frac{10^3 * 3,2}{0,1 * [150]}} = 5,9 \text{ мм}$$

$$d_{расч3} = \sqrt[3]{\frac{10^3 * 3,26}{0,1 * [150]}} = 6 \text{ мм}$$

Округляем полученные значения диаметров вала до большего значения кратного пяти. Принимаем посадочный диаметр под подшипники равным 10 мм.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докл.	Подп. и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МТИ 4905-2009-99 ПЗ	Лист
											12
Копировал										Формат А4	

4. Выбор подшипников качения

Выбираем радиальные однорядные подшипники сверхлёгкой серии для вала конечного звена по посадочному диаметру 10 мм: Подшипник 1000900 [8].

$d=10$ мм; $D=22$ мм; $B=6$ мм; $C=3340$ Н; $C_0=1350$ Н;

Выбор подшипника проверим по расчетному ресурсу (L):

$$L = a_1 * a_{23} \left(\frac{C}{Q} \right)^p * \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (24)$$

где $a_1=1$ - коэффициент надежности;

$a_{23}=0,75$ - коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от свойств материала, условий эксплуатации и смазки;

$C = 3340$ Н - динамическая грузоподъемность подшипника 1000900;

$n = n_2 = \text{ндв}/U_d$, ндв = 750 об/мин,

$$n = n_2 = 750/3,63=200,6 \text{ об/мин};$$

$p = 3$ (для шарикоподшипников) - коэффициент, зависящий от формы кривой усталости;

Q - эквивалентная нагрузка подшипника, Н равная:

$$Q = X * V * Fr * kb * kt \quad (25)$$

где $X = 1$ (для радиального шарикоподшипника) – коэффициент радиальной нагрузки [4];

$V = 1$ (при вращающемся внутреннем кольце) – коэффициент вращения;

$Fr = 31,43$ Н – максимальное радиальное усилие, Н;

$Kb = 1,5$ - коэффициент безопасности по характеру нагрузки [4];

$Kt = 1$ - коэффициент влияния температуры (до 150° С) [4]

$$Q = 1 * 1 * 31,43 * 1,5 * 1 = 47,145 \text{ Н}$$

$$L = 1 * 0,75 * (3340/47,145) * 10^6 / 60 * 200,6 = 4414,26 \text{ час}$$

Ресурс подшипников составил 4414,26 час, что является приемлемой величиной и эквивалентно $4414,26/8=552$ сменам работы по 8 часов.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Копировал	Формат А4

5. Конструкция рамы машины трения

В качестве рамы машины трения выбираем сварную конструкцию из профиля углового сечения 40X40 мм. Конструкция рамы должна обеспечивать размещение всех узлов и деталей машины трения, а также высокую жёсткость машины трения.

6. Конструкция приспособления для установки образцов

Испытательная машина оснащена приспособлением для установки исследуемых образцов на машине. В системе «машина - образец» оно является промежуточным звеном двух основных элементов. Это приспособление входит в комплект испытательной машины или специально разработано под образец определенной формы. Для испытаний материалов на машине трения будут использоваться образцы с круглым сечением участка.

При выборе конструкции приспособления для установки образцов необходимо учитывать, что неправильная самоустановка образца после его закрепления, несоосность закрепления или погрешность изготовления будет вызывать дополнительные напряжения в зоне контакта, вызванные изгибающими моментами.

Исходя из вышеперечисленных соображений, выбираем захват образца с прижимным винтом. Для образцов малого размера, когда коэффициент взаимного перекрытия $K_{\text{вз}} \rightarrow 0$ используются захваты с прижимным винтом, в которых хвостовая часть образца, вставляющаяся в образцедержатель, удерживается с помощью поджатия винтом [9].

Недостатком такого приспособления является возможный перекосяк образца за счет зазора между образцом и отверстием, но этим можно пренебречь в виду малости размеров образца.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	Изд. № подл.	Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
												14
											Копировал	Формат А4

7. Конструкция устройства нагружения

Метод нагружения узла трения должны обеспечивать плавность и стабильность нагружения, при этом приложение нагрузки к образцу будет осуществляться механическим способом, основанным на кинематических механизмах, в котором нагрузка задается тарированной пружиной.

Если согласно условиям испытаний каждое измерение проводится при постоянной нагрузке, то образец в узле трения можно нагружать тарированной пружиной.

Устройства с тарированной пружиной наиболее распространены. Цилиндрические пружины широко применяют в машинах трения с вращающимися валами, например МИ-1М, СМЦ-2 и др. Пружинное нагружение осуществляется также на машинах трения, воспроизводящих сопряжение типа «кулачок — толкатель» [1].

При биении вращающихся валов или большой частоте возвратно-поступательного движения образцов в определенные моменты возникают условия, при которых нагрузка полностью не передается на фрикционный контакт. Тогда имеют место ударные нагрузки, что препятствует проведению испытаний в строго контролируемых условиях. В таких случаях надо использовать узел нагружения, обладающий способностью демпфирования.

8. Регистрируемые параметры пары трения

Методы определения моментов трения или сил трения при исследовании сводятся к тому, что оценивается момент, уравновешивающий, момент трения, или к измерению деформации упругого элемента, произведенной силой трения.

Существуют электрические и механические методы оценки силы трения. Наиболее распространен метод определения силы трения по деформации упругого элемента. Силоизмерительное устройство представляет собой упругую балку или тонкое динамометрическое кольцо, выполненные из пружинной стали, имеющие возможность деформироваться под воздействием силы трения.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Инд. № докл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	Инд. № подл.	Подп. и дата	Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
															15

Эта деформация воспринимается наклеенными на его поверхности тензометрическими датчиками сопротивления. Последние под действием силы трения деформируются вместе с балкой или кольцом, на которые они наклеены.

Кроме датчиков сопротивления для измерений деформации упругого элемента можно использовать пьезоэлектрические, индукционные, механотронные или другие датчики перемещения.

Если один из образцов приводится во вращательное движение силой трения, то измеряют момент трения, по которому затем рассчитывают силу трения. Упругим элементом в этом случае служит торсион, представляющий собой вал, работающий на кручение, один конец которого жестко закреплен, или пружину кручения. По углу закручивания торсиона оценивается момент трения.

Широкое распространение имеет маятниковый силоизмеритель. Под действием силы трения маятник отклоняется на определенный угол, являющийся характеристикой силы трения. Такие устройства применяются в ряде машин трения с вращающимся валом.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

МТИ 4 905-2009-99 ПЗ

Лист
16

Список использованной литературы

1. Комбалов В.С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник / под ред. К.В. Фролова, Е.А. Марченко. – М.: Машиностроение, 2008. – 384 с.; ил.
2. Карасик И.И. Методы трибологических испытаний в национальных стандартах стран мира. Под редакцией чл.-корр. ИА РФ, проф. В.С. Кершенбаума. – М.: Наука и техника, 1993. – 328 с.: ил.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.: ил.
4. Курмаз Л.В. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. - 2-е изд., испр.: М.: Высш. шк., 2005. - 309 с.: ил.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.
6. Шевелёв Л.П., Видюшенков С.А., Корихин Н.В. и др. Сопротивление материалов. Механика материалов и конструкций: Сборник домашних заданий и расчётно-графических работ и методические указания к их выполнению: В 2-х ч. – СПб.: Издательство ПИМаш, 2007 – Ч.1. – 88 с.
7. Марочник сталей и сплавов. Под редакцией А.С. Зубченко. – 2-е изд. М.: Машиностроение, 2001 – 780 с.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.: ил.
9. Литвин, Ф. Л. Проектирование механизмов приборов / Ф. Л. Литвин. Л.: Машиностроение, 1973. – 696 с.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	МТИ 4 905-2009-99 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата		17
Копировал						Формат А4